

文章编号:1006-2467(2019)05-0593-07

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.05.012

基于扰动观测器的压缩式制冷系统 改进 Smith 预估解耦控制

李冬辉, 高峰

(天津大学 电气自动化与信息工程学院, 天津 300072)

摘 要: 为解决压缩式制冷系统运行时存在的时滞、耦合及外部干扰等问题,提出一种基于扰动观测器(DOB)的改进 Smith 预估解耦控制方案. 首先,在常规 Smith 预估控制结构中引入 DOB 对系统总体扰动进行观测;然后,利用一阶 Pade 近似将系统模型中的时滞环节做线性化处理,进而通过串联对角矩阵的方式实现系统解耦;最后,根据 ITAE(Integral of Time-weighted Absolute Error)最小评价准则完成控制器参数整定,并分析了系统鲁棒稳定性. 仿真结果表明:该方法较好地实现压缩式制冷系统解耦的同时,使系统获得了更强的鲁棒性及抗扰性,并且约有 0.6% 的节能效果.

关键词: 压缩式制冷系统; Smith 预估控制; 时滞; 扰动观测器; 鲁棒性; 解耦

中图分类号: TP 273

文献标志码: A

Improved Smith Predictive Decoupling Control Based on Disturbance Observer for Compression Refrigeration System

LI Donghui, GAO Feng

(School of Electrical and Information Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Since compression refrigeration system has problems of delay, coupling and external disturbance, an improved Smith predictive decoupling control based on disturbance observer has been proposed. First, the disturbance observer is used to observe overall disturbances of the system in the conventional Smith predictive control structure. The time-delay element is linearized by first-order Pade model. Then a diagonal matrix is applied to decouple the compression refrigeration system. Finally, the tuning of the controller parameter is realized based on the minimization of ITAE criterion, and the robust stability of the whole control system is discussed. Through the simulation, the proposed method can provide a better decoupling, better robustness and immunity for the compression refrigeration system. Moreover, it saves about 0.6% energy.

Key words: compression refrigeration system; Smith predictive control; time delay; disturbance observer (DOB); robustness; decoupling

由于工业化的深入发展,大量能源被日积月累地消耗,导致全球范围的能源危机逐渐加深. 制冷系

统的出现为人们带来了舒适的工作和生活环境,但其耗电量也在迅速增加. 制冷系统产生的能源消耗

收稿日期:2017-09-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61403274)

作者简介:李冬辉(1962-),黑龙江省伊春市人,男,教授,博士生导师,主要研究方向为制冷系统节能控制、智能控制以及楼宇自动化.

E-mail: lidonghui_tju @163. com.

约占全球总建筑能耗的 40%^[1],选取合适的控制方法对减小制冷系统能源损耗具有重要意义.

当前,有关制冷系统的控制算法研究主要集中在控制压缩机频率和蒸发器过热度上^[2].Chen 等^[3]通过实验证明改善过热度可以有效减小制冷系统能耗,并且提高其工作性能.传统的工业控制中,PID 反馈控制算法由于其结构的简单性而被广泛应用于制冷系统领域^[4].该方法可以维持制冷系统的基本运行,但冷机的过热度会产生震荡,在减缓其使用寿命的同时,也降低了制冷效率.Ping^[5]将传统 PID 算法改进后应用于制冷系统,减小了蒸发器过热度响应时的超调,但过热度震荡的影响仍然存在.Schurt 等^[6]采用基于 Kalman 滤波器的状态观测器构造了制冷系统线性二次高斯(LQG)控制器,不仅有效解决了过热度震荡问题,而且提升了冷机的响应速度,但由于制冷系统的时变性,其所建立的非线性模型在实际应用中可能存在失配现象,导致该方案失效.薛洪武等^[7]设计了改进的自抗扰控制器,在解耦的基础上实现了制冷系统过热度 and 蒸发温度的独立控制,但其控制过程计算量过大,控制器复杂度过高,增加了工程实现难度.Yin 等^[8]采用模型预测控制,实时地跟踪蒸发压力变化及蒸发器过热度设定值,有效地提高了制冷系统的能效比(COP),降低了能源消耗.

Smith 预估控制可以有效地对系统时滞进行补偿,但对过程模型的精确性要求较高且鲁棒性差^[9],

应用范围局限.本文针对压缩式制冷系统运行时具有大时滞、强耦合、强干扰和时变等特性,提出一种基于扰动观测器(DOB)的改进 Smith 预估解耦控制方案.即:将外部干扰、模型不确定性等作为系统总的扰动,通过 DOB 进行估计;采用一阶 Pade 近似过程模型中的时滞环节,进而通过对角矩阵解耦的方式将压缩式制冷系统解耦为 2 个独立的控制回路;系统控制器参数的整定根据 ITAE 最小评价准则来完成.通过仿真试验与常规 Smith 预估控制对比,验证了所提改进方法对系统的解耦效果更好,且增强了系统的鲁棒性及抗扰性,减小了系统能耗.

1 压缩式制冷系统数学模型

压缩式制冷系统实时工况复杂,为深入研究其运行特性,实验室搭建了图 1 所示的实验操作平台,主要设备有:活塞式变频压缩机、风冷式冷凝器、电子膨胀阀、蒸发器和水箱等.

目前,由于机理建模得到的压缩式制冷系统数学模型阶数较高,导致常规控制算法的设计难度加大,为便于控制器设计,本文选择系统的辨识模型作为控制对象.通过大量实验测试,根据相关实验数据分析和总结影响制冷系统的各个因素,得出蒸发器过热度值、蒸发温度值与制冷系统电子膨胀阀开度、活塞式变频压缩机频率等密切相关.实验中选取制冷系统电子膨胀阀开度 v_a 和压缩机频率 f 为输入量,选取蒸发器过热度 T_s 和蒸发温度 T_e 为输出

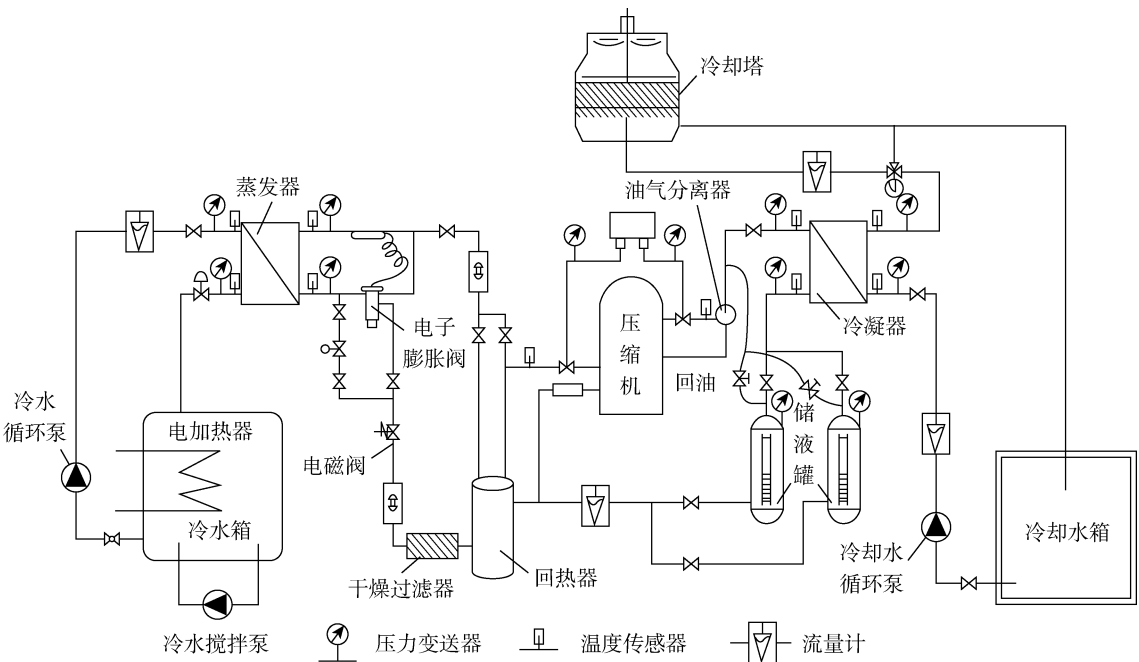


图 1 压缩式制冷系统实验装置

Fig. 1 Experimental device of compression refrigeration system

量.被控过程传递函数矩阵为 $\boldsymbol{G}(s)$, 则压缩式制冷系统工作特性可描述为

$$\begin{bmatrix} \Delta T_s \\ \Delta T_e \end{bmatrix} = \boldsymbol{G}(s) \begin{bmatrix} \Delta v_a \\ \Delta f \end{bmatrix} \tag{1}$$

$$\boldsymbol{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中: Δ 表示各输入输出变量的变化量.

获取实验平台的实时运行数据,基于最小二乘法 ARX 模型辨识原理,将所测数据输入到 MATLAB 系统辨识工具箱中,以系统辨识的方式获取压缩式制冷系统数学模型.文献[10]中验证了该辨识模型的准确性.所得压缩式制冷系统双输入双输出传递函数矩阵为

$$\boldsymbol{G}(s) = \begin{bmatrix} -\frac{0.825}{38s+1}e^{-9s} & \frac{1.84}{35s+1}e^{-26s} \\ \frac{0.778}{35s+1}e^{-10s} & -\frac{0.752}{41s+1}e^{-28s} \end{bmatrix} \tag{3}$$

2 基于 DOB 的改进 Smith 预估解耦控制结构

常规 Smith 预估控制结构如图 2 所示.图中: R 和 Y 分别为系统输入和输出变量; $C(s)$ 为控制器; $G_p(s)e^{-\tau}$ 和 $G_m(s)e^{-\tau_m}$ 分别为实际过程模型及其标称模型, τ 为滞后时间; e 为输入输出之间的误差.在标称情况下: $G_p(s) = G_m(s)$ 、 $\tau = \tau_m$,此时图 2 可简化为图 3 所示等效结构,图中 u 为控制器输出.由图 3 可以看出,系统经 Smith 预估补偿后,时滞环节被置于闭环之外,去除了其对系统稳定性的影响.

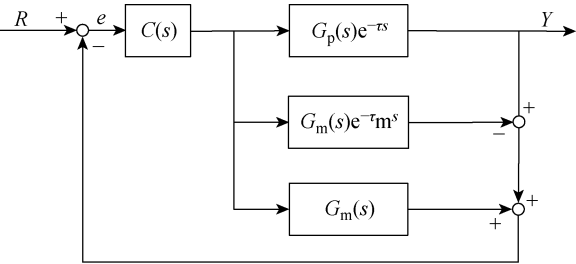


图 2 常规 Smith 控制结构

Fig. 2 Conventional smith control structure

引入 DOB 构成如图 4 所示的基于 DOB 的改进 Smith 预估解耦控制结构.图中: Y_m 为反馈信号; D 为外部干扰; \hat{D} 为 DOB 输出的外扰估计值; $G_c(s)$ 和 $\boldsymbol{K}(s)$ 分别为控制器和解耦器;解耦后的被控过程 $\boldsymbol{H}(s) = \boldsymbol{G}(s)\boldsymbol{K}(s)$, $\boldsymbol{H}_m(s)$ 为 $\boldsymbol{H}(s)$ 的标称模型,即标称时 $\boldsymbol{H}_m(s) = \boldsymbol{H}(s)$, $\boldsymbol{H}_{m0}(s)$ 表示 $\boldsymbol{H}_m(s)$ 不包含时滞的部分.

为解决 $\boldsymbol{H}_{m0}^{-1}(s)$ 物理上难以实现的问题,对其串

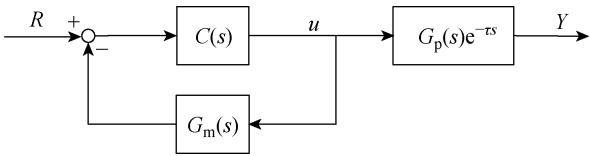


图 3 等效结构

Fig. 3 Equivalent structure

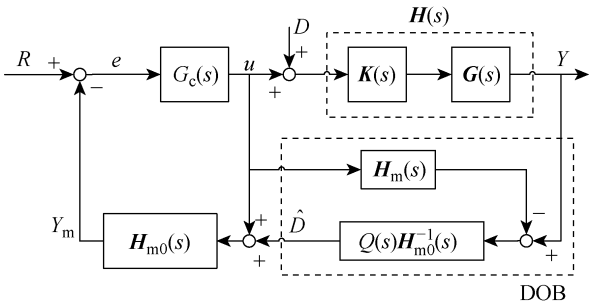


图 4 改进型 D-Smith 预估解耦控制结构

Fig. 4 Modified D-Smith predictive decoupling control structure

联低通滤波器 $Q(s)$, 其一般的形式可表示为

$$Q(s) = \frac{1}{(\lambda s + 1)^n} \tag{4}$$

式中: λ 和 n 分别为滤波器时间常数和阶次.

由图 4 可知,系统的输出可表示为

$$Y = \frac{G_c(s)\boldsymbol{H}(s)}{1 + G_c(s)\boldsymbol{H}_{m0}(s) + Q(s)G_c(s)(\boldsymbol{H}(s) - \boldsymbol{H}_m(s))}R + \frac{\boldsymbol{H}(s)(1 + G_c(s)\boldsymbol{H}_{m0}(s) - G_c(s)\boldsymbol{H}_m(s)Q(s))}{1 + G_c(s)\boldsymbol{H}_{m0}(s) + Q(s)G_c(s)(\boldsymbol{H}(s) - \boldsymbol{H}_m(s))}D \tag{5}$$

标称情况下,式(5)可简化为

$$Y = \frac{G_c(s)\boldsymbol{H}(s)}{1 + G_c(s)\boldsymbol{H}_{m0}(s)}R + \frac{\boldsymbol{H}(s)(1 + G_c(s)\boldsymbol{H}_{m0}(s) - G_c(s)\boldsymbol{H}_m(s)Q(s))}{1 + G_c(s)\boldsymbol{H}_{m0}(s)}D \tag{6}$$

由式(6)可以看出,无论是对于设定值输入 R 还是外部干扰 D ,控制系统闭环内均不含纯滞后部分,符合 Smith 预估控制的基本思想.

2.1 解耦器设计

压缩式制冷系统为耦合系统,为消除因系统内部耦合而产生的不利影响,本文采用对角矩阵的方法进行解耦.由于对角矩阵解耦目的是将压缩式制冷系统实际过程传递函数矩阵 $\boldsymbol{G}(s)$ 转变成对角形式,结合式(3),由图 4 可知,通过串联解耦矩阵 $\boldsymbol{K}(s)$,压缩式制冷系统实际被控过程传递函数形式为

$$\boldsymbol{H}(s) = \boldsymbol{G}(s)\boldsymbol{K}(s) =$$

$$\begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{0.825}{38s+1}e^{-9s} & 0 \\ 0 & -\frac{0.752}{41s+1}e^{-28s} \end{bmatrix} \quad (7)$$

由式(7)可以看出,解耦后的压缩式制冷系统,由一个双输入双输出系统转化成 2 个独立的单输入单输出控制回路,即电子膨胀阀开度控制过热度回路和压缩机频率控制蒸发温度回路。

由式(3)可知: $\det(\mathbf{G}(s)) \neq 0$, 故系统被控过程 $\mathbf{G}(s)$ 是稳定非奇异矩阵, $\mathbf{G}(s)$ 存在逆矩阵 $\mathbf{G}^{-1}(s)$. 将式(7)两边同时左乘 $\mathbf{G}^{-1}(s)$, 得解耦器矩阵

$$\begin{aligned} K_{11}(s) &= \frac{-88.39s^8 - 25.54s^7 + 3.032s^6 + 1.347s^5 + 7.442 \times 10^{-2}s^4 - 3.989 \times 10^{-3}s^3 - 4.235 \times 10^{-4}s^2 - 1.154 \times 10^{-5}s - 1.03 \times 10^{-7}}{171s^8 + 56.42s^7 - 3.702s^6 - 2.306s^5 - 9.773 \times 10^{-2}s^4 + 9.665 \times 10^{-3}s^3 + 7.516 \times 10^{-4}s^2 + 1.747 \times 10^{-5}s + 1.347 \times 10^{-7}} \\ K_{12}(s) &= \frac{-718.4s^8 - 305s^7 - 26.1s^6 + 2.799s^5 + 3.241 \times 10^{-1}s^4 - 1.364 \times 10^{-3}s^3 - 8.335 \times 10^{-4}s^2 - 2.539 \times 10^{-5}s - 2.298 \times 10^{-7}}{574s^8 + 101.7s^7 - 21.92s^6 - 3.749s^5 - 3.146 \times 10^{-2}s^4 + 1.727 \times 10^{-2}s^3 + 9.526 \times 10^{-4}s^2 + 1.915 \times 10^{-5}s + 1.347 \times 10^{-7}} \\ K_{21}(s) &= \frac{-107.1s^8 - 2.96s^7 + 8.094s^6 + 4.788 \times 10^{-1}s^5 - 1.236 \times 10^{-1}s^4 - 1.613 \times 10^{-2}s^3 - 7.311 \times 10^{-4}s^2 - 1.45 \times 10^{-5}s - 1.066 \times 10^{-7}}{171s^8 + 56.42s^7 - 3.702s^6 - 2.306s^5 - 9.773 \times 10^{-2}s^4 + 9.665 \times 10^{-3}s^3 + 7.516 \times 10^{-4}s^2 + 1.747 \times 10^{-5}s + 1.347 \times 10^{-7}} \\ K_{22}(s) &= \frac{-296.7s^8 - 40.42s^7 + 13.23s^6 + 2.295s^5 + 5.287 \times 10^{-2}s^4 - 8.144 \times 10^{-3}s^3 - 5.545 \times 10^{-4}s^2 - 1.283 \times 10^{-5}s - 1.030 \times 10^{-7}}{574s^8 + 101.7s^7 - 21.92s^6 - 3.749s^5 - 3.146 \times 10^{-2}s^4 + 1.727 \times 10^{-2}s^3 + 9.526 \times 10^{-4}s^2 + 1.915 \times 10^{-5}s + 1.347 \times 10^{-7}} \end{aligned}$$

2.2 控制器设计

图 4 中 $G_c(s)$ 采用传统 PI 控制器, 其形式为

$$G_c(s) = K_p[1 + 1/(T_i s)] \quad (9)$$

式中: K_p 和 T_i 分别为控制器增益和积分时间。

从式(7)中可以看出,经解耦的压缩式制冷系统各回路被控对象均为一阶惯性时滞(FOLPD)形式,即

$$H_{mi}(s) = \frac{k_{mi}}{T_{mi}s + 1}e^{-\tau_{mi}s} \quad (10)$$

式中: k_{mi} 、 T_{mi} 和 τ_{mi} 分别为各回路被控对象的增益、惯性时间常数和滞后时间常数($i=1,2$ 分别表示过热度回路和蒸发温度回路)。

将式(9)和(10)代入式(6)中,忽略外扰影响,则各回路的闭环特征方程为

$$s^2 + \frac{K_p k_{mi} + 1}{T_{mi}}s + \frac{K_p k_{mi}}{T_i T_{mi}} = 0 \quad (11)$$

本文 PI 控制器参数采用 ITAE 最小评价准则^[12]实现整定,文献[12]中给出了在 ITAE 准则下的二阶最佳极点配置方程

$$s^2 + 1.4\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (12)$$

式中: ω_n 为控制系统无阻尼自然振荡频率,其值在工程中是根据所要求的闭环响应的过渡过程时间

$$\mathbf{K}(s) = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix} = \mathbf{G}^{-1}(s)\mathbf{H}(s) = \begin{bmatrix} -\frac{0.825}{38s+1}e^{-9s} & \frac{1.84}{35s+1}e^{-26s} \\ \frac{0.778}{35s+1}e^{-10s} & -\frac{0.752}{41s+1}e^{-28s} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} -\frac{0.825}{38s+1}e^{-9s} & 0 \\ 0 & -\frac{0.752}{41s+1}e^{-28s} \end{bmatrix} \quad (8)$$

采用一阶 Pade 近似^[11], 将时滞环节 $e^{-\tau s}$ 线性化处理, 即: $e^{-\tau s} \approx (1 - 0.5\tau s)/(1 + 0.5\tau s)$, 近似误差当作扰动处理, 并将其代入式(8)中, 计算可得

t_r , 有

$$\omega_n = \frac{4}{0.7t_r} \quad (13)$$

联立式(11)和(12), 求得 PI 控制器参数整定公式为

$$K_p = \frac{1}{k_{mi}}(1.4\omega_n T_{mi} - 1) \quad (14)$$

$$T_i = \frac{k_{mi}}{T_{mi}\omega_n^2}K_p \quad (15)$$

3 鲁棒性分析

根据鲁棒控制理论^[13-14], 在标称情况下考虑式(6), 可得图 4 所示的控制系统最优灵敏度函数为

$$S = 1 - \frac{G_c(s)\mathbf{H}(s)}{1 + G_c(s)\mathbf{H}_{m0}(s)}\mathbf{Q}(s) \quad (16)$$

最优补灵敏度函数为

$$T = 1 - S = \frac{G_c(s)\mathbf{H}(s)}{1 + G_c(s)\mathbf{H}_{m0}(s)}\mathbf{Q}(s) \quad (17)$$

由式(16)和(17)可知, 滤波器时间常数 λ 的取值影响着系统的鲁棒性和抗扰性: 减小 λ , 则 $\mathbf{Q}(s)$ 增大、 S 减小、 T 增大, 表明此时系统的干扰抑制能力增强, 系统响应时间变快, 动态性能增强, 但鲁棒性减弱; 相反, 增大 λ , 系统鲁棒性变强, 干扰抑制能力减弱, 系统响应时间变慢, 动态性能变弱。因此, 滤波

器时间常数 λ 的选择,应综合考虑系统的鲁棒性及干扰抑制特性.

设模型的未知摄动 $\Delta(s) \in H_\infty$, 根据鲁棒稳定判据^[13]可知系统具有鲁棒稳定性的充分条件为

$$\|\Delta(s)T\|_\infty \leqslant 1 \tag{18}$$

令 $w = G_c(s)H(s)/(1 + G_c(s)H_{m0}(s))$, 结合式(17)和(18),可得

$$\|Q(s)\|_\infty \leqslant \frac{1}{\|\Delta(s)\|_\infty \|w\|_\infty} \tag{19}$$

可见,在标称情况下,即 $H(s) = H_m(s)$ 时, $\Delta(s) = 0$, 图 4 所示的系统给定值响应特性与常规 Smith 预估控制系统给定值响应特性一致,系统在 PI 控制器的作用下具有良好的给定值响应特性. $Q(s)$ 的存在并不影响系统的给定值响应特性,而外部扰动对系统的影响则会受到 $Q(s)$ 的作用.

当被控对象发生参数摄动,即 $H(s) \neq H_m(s)$ 时, $\Delta(s) \neq 0$, 在 PI 控制器参数整定完成以后,只要估计出 $\Delta(s)$ 的上限值,通过选择滤波器 $Q(s)$ 的时间常数 λ ,便可使式(19)成立. 综上, $Q(s)$ 的存在,减小了模型不确定性给系统带来的负面作用,增强了系统鲁棒性,且使系统具有良好的扰动抑制特性.

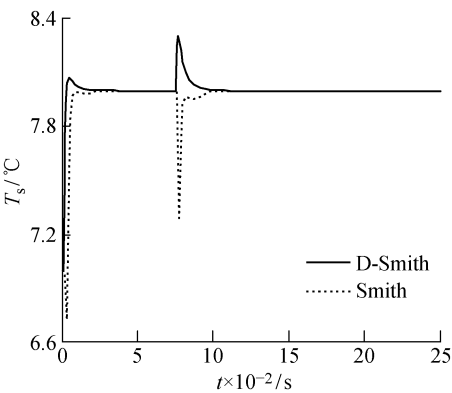
4 仿真结果对比分析

为了验证本文改进方法(D-Smith)的有效性及其性能的优越性,将其与常规 Smith 预估控制进行仿真实验对比. 通过大量仿真实践最终确定系统闭环响应的过渡过程时间 $t_r = 5$ 、滤波器时间常数 $\lambda = 6$ 、滤波器阶数 $n = 1$; 则根据式(7)所示被控对象数学模型并结合式(13)~(15),计算可知 2 个回路的 PI 控制器参数分别为:① 电子膨胀阀开度控制过热度回路 $K_p = -72.3, T_i = 1.2$; ② 压缩机频率控制蒸发温度回路 $K_p = -85.7, T_i = 1.2$.

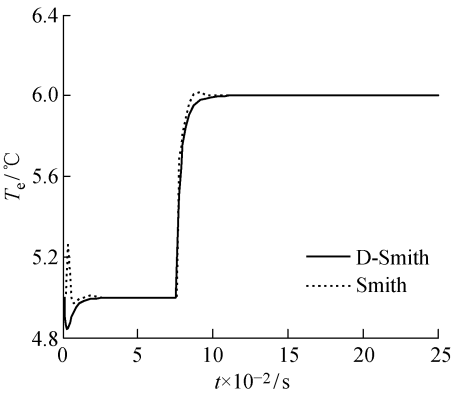
4.1 解耦性验证

将压缩式制冷系统的过热度、蒸发温度初始值分别设定为 7 和 5 °C,当仿真时间为 10 和 750 s 时分别给 2 个控制回路施加单位阶跃信号,验证本文方法的解耦效果. 仿真结果如图 5 所示.

由图 5 可以看出,改进的 D-Smith 解耦控制能够以较小的初始控制量实现对给定值的精确跟踪,而常规 Smith 预估控制的初始控制量超调较大;且当 10 和 750 s 时,常规 Smith 预估控制中过热度及蒸发温度按给定值阶跃变化时 2 个回路中分别产生了 0.3 °C 的蒸发温度震荡和 0.7 °C 的过热度震荡,解耦效果欠佳;相比之下在改进的 D-Smith 解耦控制中蒸发温度及过热度的震荡则分别为 0.16 和



(a) 过热度响应曲线



(b) 蒸发温度响应曲线

图 5 标称情况下响应曲线解耦性对比
Fig. 5 Decoupling comparison of response curves under nominal conditions

0.3 °C, 超调减小更为明显,验证了本文改进方法的解耦性更强.

4.2 抗扰性验证

为模拟压缩式制冷系统存在外部扰动时的运行状况,在仿真时间 1 800 s 时同时对 2 个回路施加幅值 0.2 的反向阶跃输出干扰信号,验证本文方法下系统的抗扰性. 仿真结果如图 6 所示. 由图可以看出,在 1 800 s 系统存在外部扰动时,相比于常规 Smith 预估控制, D-Smith 对外界扰动的抑制效果明显,系统受扰后的恢复速度更快,表明其具有更强的抗扰性.

4.3 鲁棒性验证

考虑到压缩式制冷系统受负荷变化等因素的影响,以及被控对象模型与实际工作的系统不完全匹配等问题,其运行时实际参数会有较大摄动,故保证制冷系统的鲁棒性是使其稳定运行的关键. 为验证 D-Smith 鲁棒性的优势,分别将系统的增益、惯性时间、时滞时间同时增大 20%,此时的系统输出阶跃响应如图 7 所示.

对比图 7 与图 6 可知:当系统发生参数摄动时,

与标称情况下系统响应曲线相比,D-Smith 相对于常规 Smith 预估控制,在系统运行的各个时间段的超调变化更小,能够更好地保证系统解耦效果,且对外界干扰的抑制能力更强,系统具有更强的鲁棒性.

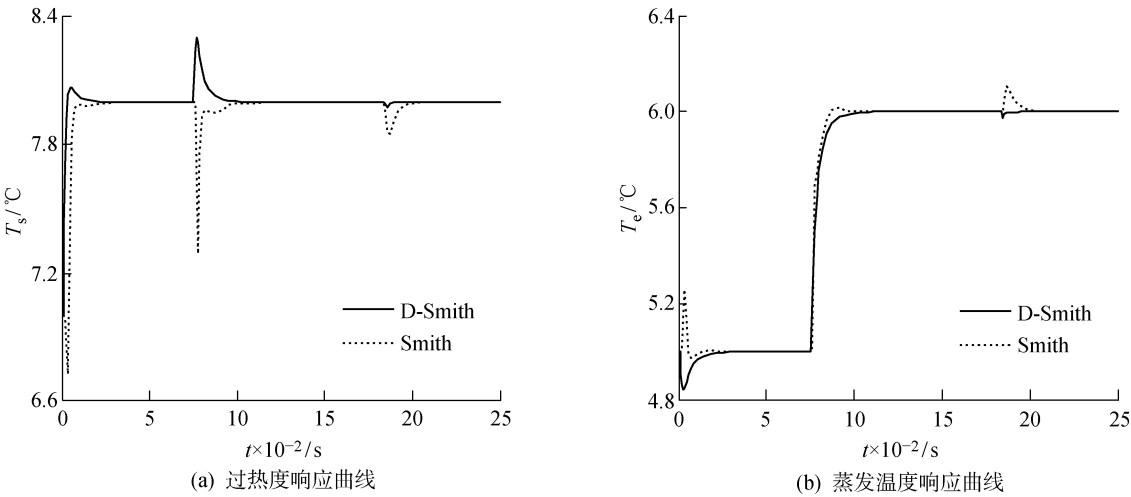


图 6 标称情况下响应曲线抗扰性对比
Fig. 6 Immunity comparison of response curves under nominal conditions

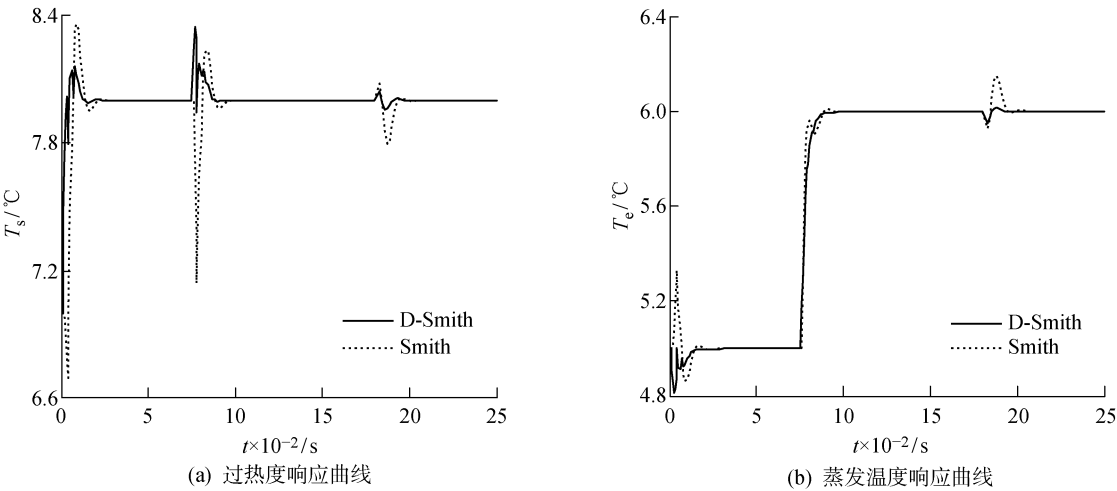


图 7 参数扰动下响应曲线对比
Fig. 7 Comparison of response curves under parameter perturbation

4.4 节能效果验证

变频压缩机作为压缩式制冷系统主要的能耗设备,在实际生产中,当系统制冷效果相同时,可以通过计算其输入功率的大小,来确定制冷系统的节能效果. 根据压缩机的工作特性,选取能耗指标 $\int u^3 [15]$, 通过仿真来对比不同控制策略下制冷系统的耗能情况,其中 u 为压缩机的频率变化量. 表 1 所示为制冷系统在不合外界扰动情况下 2 种控制策略在不同工况下的能耗对比.

由表 1 可知,D-Smith 相比于常规 Smith 预估控制,对系统的能耗更少,能耗减少约为 0.6%,且其节能效果基本不受系统内部参数扰动的影响.

表 1 不同状况下控制器能耗指标对比
Tab. 1 Comparison of controller energy consumption indicators under different conditions

控制状况	D-Smith 解耦控制	Smith 预估控制
标称状况	1.528×10^4	1.537×10^4
惯性时间+20%扰动	1.536×10^4	1.545×10^4
时滞时间+20%扰动	1.539×10^4	1.548×10^4
惯性时间-20%扰动	1.522×10^4	1.531×10^4
时滞时间-20%扰动	1.524×10^4	1.533×10^4

5 结语

本文针对压缩式制冷系统强耦合、大时滞、多干

扰且运行时存在诸多不确定因素等问题,提出一种基于 DOB 的改进 Smith 预估解耦控制策略. 通过仿真试验与常规 Smith 预估控制对比,验证了本文改进方法在控制系统运行时,各变化量的超调更小、解耦效果更强,且进一步减小了约 0.6% 的系统能耗;当系统发生参数摄动时,本文方法表现出更强的抗扰性及鲁棒性,且其节能效果基本不随参数摄动而改变. 此外,本文方法的控制器设计结构简单,运算量小,为下一步工程实现提供了可能.

参考文献:

- [1] RADHAKISHNAN N, SU Y, SU R, *et al.* Token based scheduling for energy management in building HVAC systems[J]. **Applied Energy**, 2016, 173: 67-79.
- [2] 李兆博, 吴爱国, 何熠, 等. 制冷系统的改进 Smith 预估补偿和解耦控制[J]. **控制理论与应用**, 2013, 30(1): 111-117.
LI Zhaobo, WU Aiguo, HE Yi, *et al.* Improved Smith predictive compensation and decoupling in refrigeration system[J]. **Control Theory & Applications**, 2013, 30(1): 111-117.
- [3] CHEN W, CHEN Z, ZHU R, *et al.* Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2002, 25(8): 1137-1142.
- [4] CHEN Y, TREADO S. Development of a simulation platform based on dynamic models for HVAC control analysis [J]. **Energy and Buildings**, 2014, 68 (Part A): 376-386.
- [5] PING W. Control design of the cold intermediary flow with the electronic expansion valve [C] // **The Japanese Freezing Academic Paper Collection**. Tokyo: The Technology Paper Publisher, 1989: 4-11.
- [6] SCHURT L C, HERMES C J L, NETO A T. Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2010, 30(13): 1538-1546.
- [7] 薛洪武, 吴爱国, 董娜. 制冷系统自抗扰解耦控制[J]. **西安交通大学学报**, 2016, 50(9): 85-90.
XUE Hongwu, WU Aiguo, DONG Na. Active disturbance rejection decoupling control for refrigeration systems[J]. **Journal of Xi'an Jiaotong University**, 2016, 50(9): 85-90.
- [8] YIN X, LI S. Energy efficient predictive control for vapor compression refrigeration cycle systems [J]. **IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica**, 2018, 5(5): 953-960.
- [9] 赵东亚, 邹涛, 王治平. Smith 预估控制研究进展[J]. **化工进展**, 2010, 29(8): 1406-1410.
ZHAO Dongya, ZOU Tao, WANG Zhiping. Progress in study of Smith-predictor controller [J]. **Chemical Industry and Engineering Progress**, 2010, 29(8): 1406-1410.
- [10] 翟文鹏, 吴爱国, 由玉文, 等. 制冷系统的广义预测控制方法研究[J]. **制冷技术**, 2012, 40(2): 28-33.
ZHAI Wenpeng, WU Aiguo, YOU Yuwen, *et al.* Dynamic modeling of vapor-compression refrigeration system with a high pressure receiver[J]. **Refrigeration**, 2012, 40(2): 28-33.
- [11] 薛定宇. 反馈控制系统设计与分析——MATLAB 语言应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2000.
XUE Dingyu. Design and analysis of feedback control system—Application of MATLAB language [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2000.
- [12] 白建波, 郑宇, 苗国广. 暖通空调系统基于 SMITH 预估自校正控制算法[J]. **化工学报**, 2012, 63(S2): 100-105.
BAI Jianbo, ZHENG Yu, MIAO Guochang. Self-tuning control algorithm with SMITH predictor for HVAC systems[J]. **CIESC Journal**, 2012, 63(S2): 100-105.
- [13] 刘康志, 姚郁. 线性鲁棒控制[M]. 北京: 科学出版社, 2013.
LIU Kangzhi, YAO Yu. Linear robust control[M]. Beijing: Science Press, 2013.
- [14] 张井岗, 刘志远, 陈志梅, 等. 时滞系统的二自由度控制[J]. **信息与控制**, 2002, 31(4): 325-328.
ZHANG Jinggang, LIU Zhiyuan, CHEN Zhimei, *et al.* Two-degree-of-freedom control for time-delay system[J]. **Information and Control**, 2002, 31(4): 325-328.
- [15] 王丽君, 童朝南, 李擎, 等. 实用自抗扰控制在大气滞厚度自动监控系统中的应用[J]. **控制理论与应用**, 2012, 29(3): 368-374.
WANG Lijun, TONG Chaonan, LI Qing, *et al.* Practical active disturbance rejection solution for monitoring automatic gauge control system with large time-delay [J]. **Control Theory & Applications**, 2012, 29(3): 368-374.

(本文编辑:钱宝珍)